

METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN REDISEÑADO PARA UN MOTOR DIESEL.

Methodology for the analysis of a redesigned cooling system of a Diesel engine

RESUMEN

Este artículo trata sobre la utilización de un programa computacional comercial (un "software" de simulación termo hidráulica) para realizar el análisis de un sistema de refrigeración de un motor. Las características hidráulicas y térmicas de los componentes del sistema de refrigeración han sido obtenidas a través de la información de los fabricantes y luego introducidas al programa de simulación. Los resultados de la simulación se compararon con los resultados de las pruebas experimentales. La comparación de las predicciones y los resultados muestran una buena correspondencia, demostrando que el modelo es adecuado para ser utilizado como herramienta de diseño.

PALABRAS CLAVES: sistema de refrigeración de un motor, caracterización, modelado.

ABSTRACT

This paper deals with the utilization of a commercial computational program (thermal- hydraulic simulation software) to perform the analysis of an engine cooling system. The hydraulic and thermal characteristics of cooling system components have been processed from the manufacturer specification data and input to the "simulation software" so as to compare the results of the simulation with the results of the experimental data. Comparisons of predictions and measurements reveal a good correspondence, proving the suitability of the model to be used as a design tool.

KEYWORDS: engine cooling system, characterization, modeling.

1. INTRODUCCIÓN

Actualmente la carga térmica de los componentes de los motores de combustión interna sigue en aumento, por lo que no sólo los materiales con los que están hechos y los componentes deben reevaluarse, sino también que los sistemas de refrigeración tienen que optimizarse. La optimización del diseño de los sistemas de refrigeración es necesaria, de un lado por las mayores exigencias que los componentes del sistema deben cumplir y, de otro lado, de mayor importancia aún, por las disposiciones legales de reducción del consumo de combustible, estrechamente relacionado con las emisiones de gases de escape, asociadas a las interdependencias entre los procesos de liberación de calor y de formación de emisiones con las temperaturas de las paredes de la cámara de combustión y del refrigerante del motor [1]. Las respuestas modernas a las necesidades de mejora y optimización de estos sistemas se basan en la creación y utilización de herramientas de simulación [4][5][6], las cuales permiten reducir los tiempos de desarrollo de los sistemas y reducir también la cantidad de trabajo experimental, mejorándose al tiempo el aspecto económico.

Aunque con algún retraso con respecto a la industria automotriz, los fabricantes de maquinaria y sistemas de transporte pesado modernos enfrentan la tarea de desarrollar e implementar en sus productos los cambios que resultan de la evolución tecnológica, en tiempos cada vez más reducidos y con mayores limitaciones de presupuesto, dictados por las necesidades del mercado competitivo. En estos sectores también la ayuda del modelado y la simulación virtual está haciendo posible que los ingenieros respondan con mayor prontitud a las necesidades tecnológicas con competitividad.

En este trabajo se evalúa la respuesta transitoria del sistema de refrigeración de un motor Diesel de alta potencia de propósito general, que ha sido destinado para generación de potencia en una unidad residencial. El comportamiento de la temperatura del refrigerante a la salida del motor debe guardarse cerca del recomendado por el fabricante del motor, bajo las condiciones particulares de operación. Tratándose de una aplicación de este tipo, usualmente el sistema de refrigeración está integrado dentro de un sistema de gestión térmica general con otros sistemas como los sistemas de refrigeración del

TORREGROSA A. J.

Licenciado en Física, Ph. D.
Docente Investigador
Universidad politécnica de Valencia.
atorreg@mot.upv.es

OLMEDA P. C.

Ingeniero Industrial, Ph. D.
Docente Investigador
Universidad politécnica de Valencia.
pabolg@mot.upv.es

GAUTIER E.

Estudiante en práctica
Ecole Nationale d'Ingenieurs de
Metz, ENIM
gautier.edouard@gmail.com

ROMERO C. A.

Ingeniero Mecánico, M. Sc.
Profesor Titular
Escuela de Tecnología Mecánica
Universidad Tecnológica de Pereira
cromero@utp.edu.co

grupo generador eléctrico, los compresores de aire, el sistema hidráulico de accionamiento de los ventiladores (cuando este sistema es el instalado), etc.

Para la construcción del modelo se utiliza un programa computacional comercial, el cual, entre otras características, es un programa diseñado para analizar flujos de masa y de energía en circuitos termohidráulicos complejos. Para el modelado del flujo del aire se han utilizado los resultados del modelado detallado CFD, entregados por otro programa utilizado, el Fluent, con el que se visualizaron los comportamientos de los flujos aspirados por los ventiladores desde el ambiente hasta la salida, pasando por los enfocadores y las rejillas.

El trabajo presentado hace parte de una metodología de diseño integral de sistemas de refrigeración para casos en los que un motor de un fabricante determinado provee el motor para la tracción o utilización industrial particular, pero con restricciones específicas para la ubicación no sólo del mismo motor, sino también de sus accesorios, incluyendo sus tuberías externas, intercambiadores de calor, radiadores y ventiladores. Cuando este es el caso, el sistema de refrigeración se ve enteramente modificado en su parte externa y debe ser rediseñado para las nuevas condiciones. El rediseño incluye, entonces, el diseño y la selección de radiadores que se ajusten al espacio disponible en el entorno del motor o la sala donde éste se ubique, selección de intercambiadores de calor para otros sistemas de la aplicación (refrigerador del aceite y de los gases de escape, etc.), selección de los ventiladores y diseño del sistema de control de estos según las estrategias dictadas por el modo de control establecido para las temperaturas de los fluidos involucrados. De acuerdo con lo que se menciona, para la aplicación particular expuesta en este trabajo, se ha seguido, de manera general, una metodología como la que se explica en el diagrama de flujo de la figura 1.

Partiendo de la información térmica y de la capacidad de la bomba aportada por el fabricante del motor y con la disposición previa de los componentes externos del nuevo sistema, se dimensionan las tuberías y accesorios de acuerdo con la topología del circuito, observando que se mantenga el caudal requerido para el funcionamiento térmico original del motor, es decir, asegurando que la resistencia externa no supere la disponibilidad de cabeza de la bomba. Con la red construida, las dimensiones del espacio disponible y la cantidad de calor que se debe disipar, se procede al diseño y/o selección de los nuevos radiadores, inicialmente considerando los flujos de aire nominales en el motor original. Este es un proceso de selección de metodología específica, en el que confluyen las múltiples variables constructivas de los radiadores que muchos fabricantes pueden ofrecer, pero que se facilita cuando se dispone de un programa sistematizado

de selección en el que aparezcan depuradas las configuraciones para las diferentes aplicaciones. Simultáneamente con la selección de los radiadores se van seleccionando los ventiladores y con la combinación de las características de estos componentes se alimenta el programa de simulación termofluídica y se corren las simulaciones de manera iterativa hasta que se satisfagan las condiciones de temperatura requeridas.

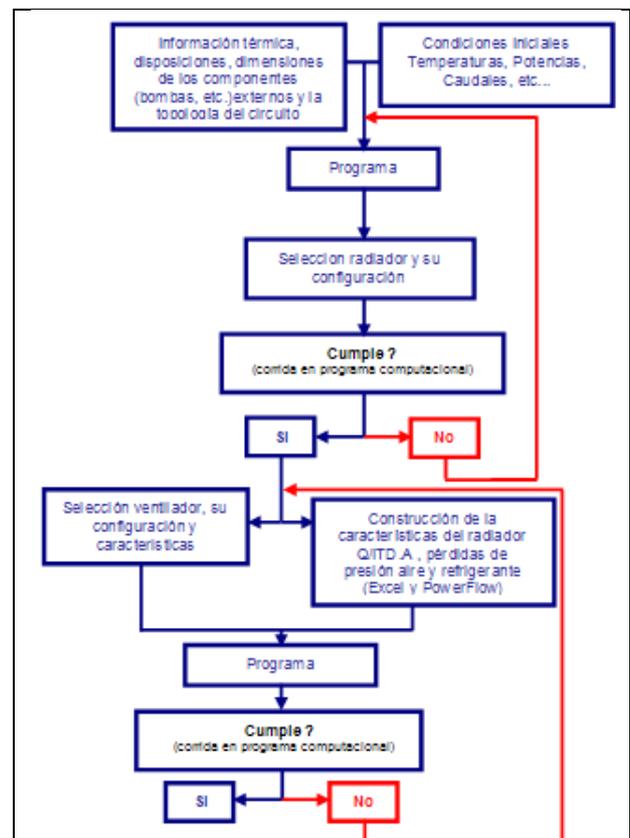


Figura 1. Diagrama de flujo de la metodología

En el caso de nuestra aplicación, se trata de rediseñar el sistema de refrigeración para una instalación electrogeneradora equipada con un motor Diesel de 2460 kW de potencia nominal a 926 rpm, 12 cilindros en V, de refrigeración líquida. Inicialmente se parte de los planos y especificaciones técnicas de los circuitos de enfriamiento del motor real, para pasar a establecer la factibilidad de modelar cada componente y el sistema total y obtener las respuestas transitorias de los componentes que participan de la transferencia de energía.

El trabajo se presentará en el siguiente orden: primero se describirá brevemente el sistema a modelar; en una segunda parte se caracterizarán los componentes del sistema y se comentará la utilización de una hoja de cálculo para la reducción del sistema; aquí mismo se ilustrará la superposición de las gráficas características de

las fuentes de flujo (bombas y ventiladores) con las impedancias hidráulicas (resistencias de componentes y tuberías). En la tercera parte se presentarán los resultados de la simulación y se hará la comparación con los resultados experimentales. Finalmente se presentarán algunas conclusiones sobre el trabajo realizado.

2. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA Y DEL PROGRAMA

El sistema de refrigeración del motor a modelar se ilustra en la figura 2. El sistema consta de cuatro fuentes de calor comprendidas por el motor 1, el enfriador del aire de admisión 3, el enfriador del aceite 5 y el enfriador del compresor 4. Una bomba central 2, accionada mecánicamente por el cigüeñal del motor conduce el refrigerante hacia dos bancos de intercambiadores de calor 6 (radiadores), de flujo cruzado de 2 etapas. Dos ventiladores, no ilustrados en la figura succionan el aire a través de los radiadores para evacuar el calor generado por las fuentes. Para garantizar la desaireación y propiciar una cabeza positiva de presión en la succión de la bomba se tiene instalado un tanque de expansión 7.

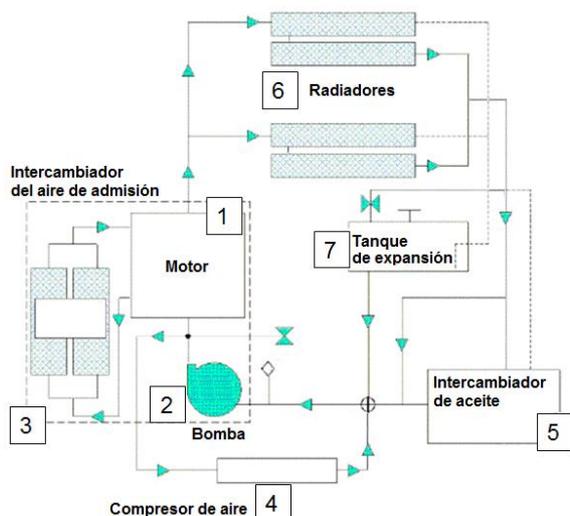


Figura 2. Esquema del sistema de refrigeración del motor

La topología del sistema prevé la repartición de los flujos de refrigerante de manera que, a la salida del motor el flujo se divide hacia los dos bancos de radiadores en iguales proporciones, para reunirse de nuevo a la salida de los mismos. Esta disposición se ha tomado por las necesidades de espacio propias de la aplicación del motor y también por optimización de las características de desempeño térmico de los radiadores. Tras los bancos de radiadores el refrigerante es partido en dos ramas, en proporciones correspondientes con los calores que han de intercambiarse en el enfriador del aceite y en el compresor de aire, y también observando las condiciones

impuestas de temperaturas para el refrigerante y para el aire en los diferentes nodos de sus respectivos circuitos. Una rama del refrigerante total que sale de los bancos conduce hacia el compresor del aire, con menor caudal másico, mientras que la otra va a refrigerar el enfriador del aceite. La suma de los dos flujos másicos confluye hacia la succión de la bomba.

En el circuito de refrigeración modelado en el programa computacional, cada componente del sistema real tiene su objeto virtual, que incluye su modelo matemático equivalente y sus respectivos atributos gráficos y paramétricos para su presentación en pantalla. Los modelos virtuales de los componentes se conectan a través de los nodos para formar las redes y los circuitos; los parámetros físicos de los componentes, las propiedades de los fluidos y los tipos de los procesos se especifican mediante tablas de datos, curvas, ecuaciones y superficies. La corrida del programa da como resultado las presiones, los flujos másicos y volumétricos y las temperaturas en cada parte del circuito. Los resultados que se pueden obtener en cada conexión son: la velocidad, el flujo másico, la temperatura, la densidad, la viscosidad del fluido, la energía intercambiada, entre otros. Por consideraciones de espacio, en este artículo se comentarán sólo los resultados de las temperaturas y las potencias térmicas.

Las ecuaciones que sirven de base al programa utilizado, son la ecuación de conservación de la masa, la energía y el momento, las cuales se establecen para todos los nodos del circuito que se resuelve y conforman un sistema de ecuaciones simultáneas. Estas ecuaciones se usan para calcular de manera iterativa el flujo hacia y desde los componentes como función de la presión. Cualquier componente impone una diferencia de presiones entre sus nodos de conexión, para un flujo de masa determinado. Los programas incluyen rutinas que permiten resolver estas ecuaciones simultáneas de manera iterativa hasta que se obtengan valores estables dentro de unos márgenes de tolerancias y criterios de convergencia. Al resolverse en el programa el problema de transferencia de calor, se usan rutinas de solución iterativas, dado que la solución depende del calor específico del fluido y éste a su vez es función de la temperatura.

3. CARACTERIZACIÓN DE LOS COMPONENTES

La caracterización del sistema de enfriamiento del motor puede ser partida en la caracterización hidráulica y la caracterización térmica de los componentes. Algunas de estas características estaban disponibles y otras se debieron obtener por balance de masas y por balance energético.

Características térmicas

Las capacidades térmicas de las fuentes de calor se presentan en la tabla 1. Estas características térmicas fueron ingresadas al programa computacional como constantes y de magnitud igual al máximo flujo de calor transmitido al refrigerante por parte del dispositivo correspondiente (intercambiador de aceite, intercambiador de aire).

Tabla 1. Potencia térmica a disipar por los componentes del sistema

Componente	Potencia térmica, kW
Motor	1900
Intercambiador para enfriamiento del aceite	557
Compresor de aire	292

De los radiadores se conocen las especificaciones geométricas presentadas en la tabla 2 y la capacidad térmica para los caudales de refrigerante y aire nominales.

Tabla 2. Configuración geométrica de los radiadores

Número de bancos	2
Disposición	Vertical
Flujo de agua	horizontal
Configuración	Flujo cruzado dos pasos
Núcleo del radiador (altura x largo x profundidad)	1422 x 2095 x 178 mm
Filas	8
Aletas por pulgada	10
Conexiones	12,57 mm
Tubos (ancho x alto)	19,05 x 0,41 mm
Aletas	0,076 AXB
Flujo nominal de refrigerante	2120 l/min
Flujo nominal de aire a condiciones de ensayo	26,485 m ³ /s
Capacidad térmica nominal	948,7 kW

La falta de disponibilidad de las características térmicas detalladas de los radiadores hizo necesario la utilización de un programa de selección de radiadores del propio proveedor para realizar la identificación de las curvas de capacidad térmica para diferentes caudales de refrigerante y de aire. En la figura 3 se presenta la gráfica de la característica $Q/(ITD \cdot A)$ vs flujo de refrigerante y flujo de aire referido al área frontal obtenida.

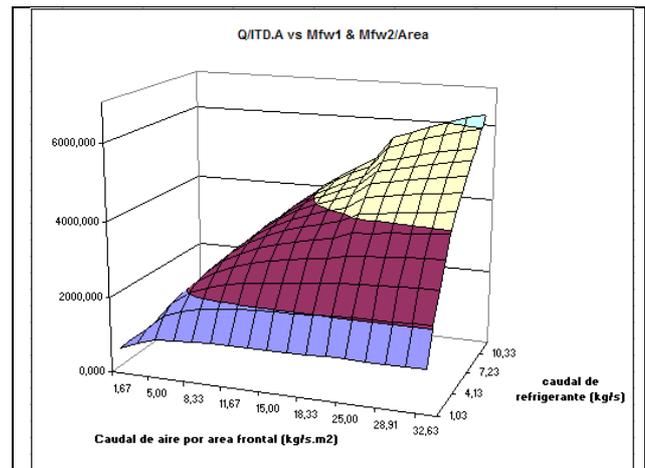


Figura 3. Característica térmica del radiador

Caracterización hidráulica

En este apartado se utilizaron las características de presión contra caudal de los ventiladores y la bomba, y se consideraron las pérdidas de presión en los componentes mediante el método de Colebrook [2] [3], las características hidráulicas del sistema se obtuvieron mediante la construcción de las gráficas de pérdidas de presión de los componentes discretos.

Disponiendo de los planos del circuito, la longitud y el diámetro de las tuberías y las pérdidas de presión en los radiadores (utilizando la información del programa del proveedor de los radiadores) se ha podido acoplar la resistencia total a la característica de la bomba, de suerte que se obtuvieron los caudales requeridos para garantizar las temperaturas del refrigerante y del aire en los puntos de interés del circuito. Esas características se han dispuesto para condiciones de operación reales.

Resistencia de los radiadores

Mediante la utilización del programa del proveedor de los radiadores se tomaron las pérdidas de presión para diferentes caudales de refrigerante y de aire y con esta información se construyeron las características de pérdidas de estos componentes, empleando la expresión (1) [2]:

$$\Delta H = K \cdot Q_v^2 \quad (1)$$

Resistencias de tuberías

En la determinación de los coeficientes de pérdidas de presión de las tuberías, se siguió el proceso esbozado en la tabla 3:

Tabla 3. Proceso de determinación de los coeficientes de pérdidas de presión de las tuberías

Determinación de la velocidad del fluido	$V = \frac{Qv}{A}$ (2)
Determinación del número de Reynolds	$Re = \frac{V * D}{\nu}$ (3)
Determinación de la rugosidad relativa	$Rug_{rel} = \frac{Rug_{abs}}{D}$ (4)
Solución de la ecuación de Colebrook	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 * Log \left[\frac{Rug_{abs}}{3.7 * D} + \frac{2.51}{Re * \sqrt{\lambda}} \right]$ (5)
Determinación de la pérdida de presión	$\Delta P = \rho * \frac{\lambda * L * V^2}{2 * D}$ (6)
Determinación del coeficiente de pérdidas de presión	$K = \frac{\Delta P}{Qv^2}$ (7)

Para elementos de unión y accesorios (codos, uniones en T, etc.), la determinación del coeficiente de pérdidas de presión se realiza por una expresión del tipo:

$$K = \frac{C_L}{2 * g * S^2} \quad (8)$$

Luego de conocidas las resistencias individuales de los elementos de la red se procedió a determinar las resistencias equivalentes de los diferentes ramales del circuito. Para las conexiones en serie, los coeficientes de pérdidas de presión se hallan como $Keq = K1 + K2$; para las conexiones en paralelo, los coeficientes de pérdidas de presión se hallan como $\frac{1}{\sqrt{Keq}} = \frac{1}{\sqrt{K1}} + \frac{1}{\sqrt{K2}}$.

Un procedimiento análogo se podría seguir, de ser necesario, para la obtención de la característica equivalente de pérdidas de presión por el lado del aire.

Realizando un barrido de caudales se construyeron las características de las pérdidas de presión para todo el sistema y encontrar el punto de funcionamiento del sistema del lado del refrigerante y del lado del aire. Para el lado del aire se utilizaron las pérdidas de presión modeladas con un programa de dinámica computacional de fluidos, según el esquema de la figura 4 y las condiciones de funcionamiento del motor. En las figuras 5 y 6 se ilustra el montaje de las características referidas.

Agregando líneas de tendencia a las curvas de presión de la bomba y del K resultante, se puede encontrar el punto de funcionamiento del sistema (en rojo) definido como

$$\Delta P_{bomba} = \Delta P_{Kres}$$

Así, $Q_{refr} = 0,0655 \text{ m}^3/\text{s}$. Para el caso de los ventiladores $Q_{aire} = 58,8 \text{ m}^3/\text{s}$.

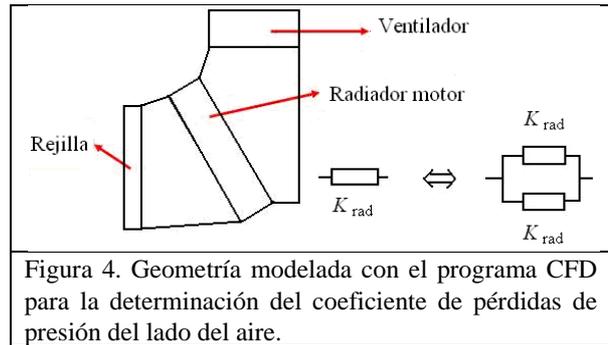


Figura 4. Geometría modelada con el programa CFD para la determinación del coeficiente de pérdidas de presión del lado del aire.

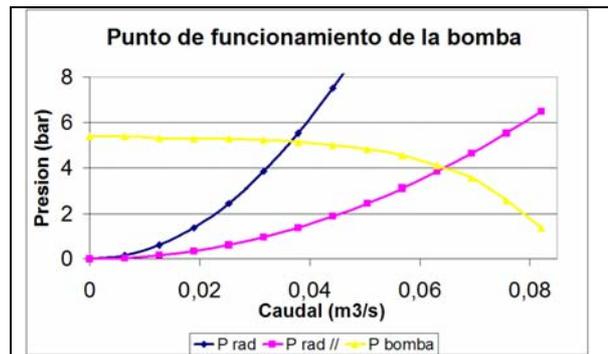


Figura 5. Solución gráfica del punto de operación del sistema hidráulico y la bomba.

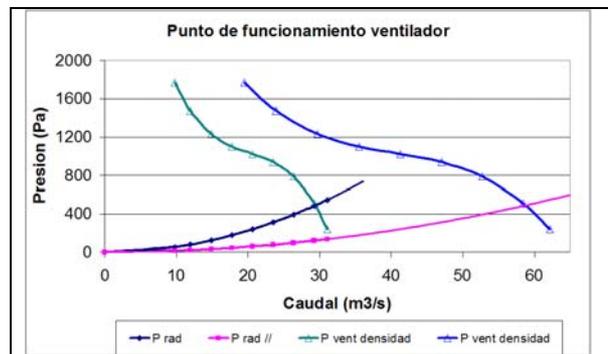


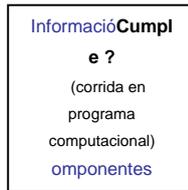
Figura 6. Solución gráfica del punto de operación del sistema de aire y los ventiladores.

4. RESULTADOS.

Los resultados de las temperaturas a la salida de los componentes de interés se ilustran en la tabla 4.

Tabla 4. Resultados de la simulación

Componente	Temperatura, °C
Salida motor	99,24
Salida refrigerador de aceite	87,53
Salida compresor de aire	127,4
	Caudal, m³/s
Refrigerante motor	0,0655
Refrigerante refrigerador de aceite	0,0631
Refrigerante compresor	0,0024
Ventiladores	57,7



La temperatura máxima de salida del motor es de 99,24 °C, valor superior a la temperatura exigida por la aplicación, que es de 96 °C. El resultado es satisfactorio si somos conscientes que las desviaciones tanto en el software como en los resultados experimentales dan inexactitudes dentro de este rango. El error es de cerca del 3 %. La temperatura de salida del radiador de aceite es satisfactoria, mientras que la temperatura del refrigerante a la salida del compresor de aire es superior en 20 grados a la temperatura límite. Esto último demanda un reestudio de las resistencias hidráulicas del ramal correspondiente, que permita elevar el caudal de refrigerante.

5. CONCLUSIONES.

Se ha presentado una metodología para el rediseño de sistemas de enfriamiento aplicada a un motor para planta de generación de energía. A partir de la información de los fabricantes de los componentes y la topología del circuito, dictada por las condiciones propias de la aplicación. Con la información disponible se han construido las características de compatibilidad de las fuentes de energía térmica e hidráulica, así como las de los componentes resistivos. Se requiere de un ajuste en el ramal de alimentación de refrigerante del compresor de aire, pues las temperaturas alcanzadas a la salida del compresor no son admisibles.

6. BIBLIOGRAFÍA.

- [1] TORREGROSA, A. J., OLMEDA, P., MARTÍN, J. AND DEGRAEUWE, B. Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a DI Diesel engine. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 30, Issue 7, July 2006, Pages 633-641.
- [2] KAYS, W. M. y London, A. L. *Compact Heat Exchangers*. 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1964.
- [3] SHAH, R. K. y SEKULIC, D. P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2003.
- [4] GT-Power User's manual (GT-Cool). Versión 5.2. Diciembre 2001.
- [5] AMESIM user's manual. Versión 4.1. Abril 2003.
- [6] FlowMaster user's manual. Versión 5.0.

Nomenclatura

Acrónimo

CFD = dinámica de fluidos computacional

Nomenclatura

ΔH = pérdidas de presión

K = coeficiente de pérdidas de presión

Q_v = caudal en m³/s

V = velocidad del fluido

A = área

Re = número de Reynolds

D = diametro de la tubería

ν = viscosidad cinemática

R_{rel} = rugosidad relativa

R_{abs} = rugosidad absoluta

λ = coeficiente de Colbrook

L = longitud

ρ = densidad

ΔP = pérdida de presión

C_L = constante

g = aceleración de gravedad

S = superficie